

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОБІМІННОГО АПАРАТА НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ

¹Троханяк В.І., ¹Горобець В.Г., ²Богдан Ю.О., ¹Антипов Є.О.

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України (Україна)

²Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Для визначення теплового стану трубного пучка теплообмінного апарата необхідно знання температур і коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні пучка. Дані результати можна отримати в ході експериментальних досліджень. Однак підготовка експеримента та обробка результатів досить трудомісткий процес. Другий спосіб – отримання розподіл параметрів для реальної конструкції за допомогою комп'ютерного математичного моделювання. Дане моделювання допомагає в ході процесу вдосконалювати конструкцію з метою отримання бажаних результатів.

Слід зазначити, що поверхні із шаховим [1] та коридорним розташуванням, які використовуються в кожухотрубних теплообмінниках, призводять до зростання їх маси та габаритів. Одним із шляхів покращення цих характеристик є застосування оребрення та інтенсифікаторів теплообміну на конвективних поверхнях. Разом із тим, використання оребрених поверхонь та інтенсифікаторів суттєво підвищує гідравлічний опір у трактах теплообмінника та вимагає для прокачування теплоносіїв використання насосів і вентиляторів більшої потужності. Перспективним напрямом зниження гідравлічного опору та інтенсифікації теплообміну на конвективних поверхнях теплообмінників є застосування гладких трубних пучків із компактною конфігурацією [2, 3].

Тому розробка нових конструкцій кожухотрубних теплообмінників з компактними трубними пучками є актуальною і потребує свого вирішення.

Мета досліджень – проведення експериментальних досліджень теплообмінного апарата нової конструкції з компактним розміщенням пучків труб та порівняння їх з чисельним математичним моделюванням.

Результати досліджень. Для ототожнення математичного моделювання теплообмінного апарату [4] було проведено експериментальне дослідження. Їх порівняння показано на рис. 2–5.

На рис. 1 наведено розподіл температурного поля в каналах теплообмінника. Як видно з рисунка температура теплоносія падає при наближенні до виходу з теплообмінника. Якщо на вході в теплообмінник вона становила +40 °С, то на виході її усереднене значення +22 °С. Разом із тим поблизу стінок каналу локальні значення температури становлять близько +30 °С.

При проведенні експериментального дослідження повітря, яке надходило в установку й підігрівалося за допомогою ТЕНів до температур +27, + 41 °С, з вхідною швидкістю 9,25, 11,1 та 12,85 м/с. Одночасно в теплообмінний апарат для охолодження припливного повітря, надходила вода з температурою в межах від 12 до 13 °С із витратою 40, 45 та 50 л/хв.

В результаті обробки результатів вимірювань отримано графічні залежності, які представлені на рис. 2-5. Крім того, на цих графіках представлені результати чисельного моделювання [4].

На рис. 2 показано залежність числа Нуссельта та усередненого по поверхні коефіцієнта тепловіддачі від числа Рейнольдса для повітряного теплоносія. Як видно з рис. 3 значення числа Нуссельта та коефіцієнта тепловіддачі зростає при збільшенні числа Рейнольдса, причому значення коефіцієнта тепловіддачі може досягати 310 Вт/м²К.

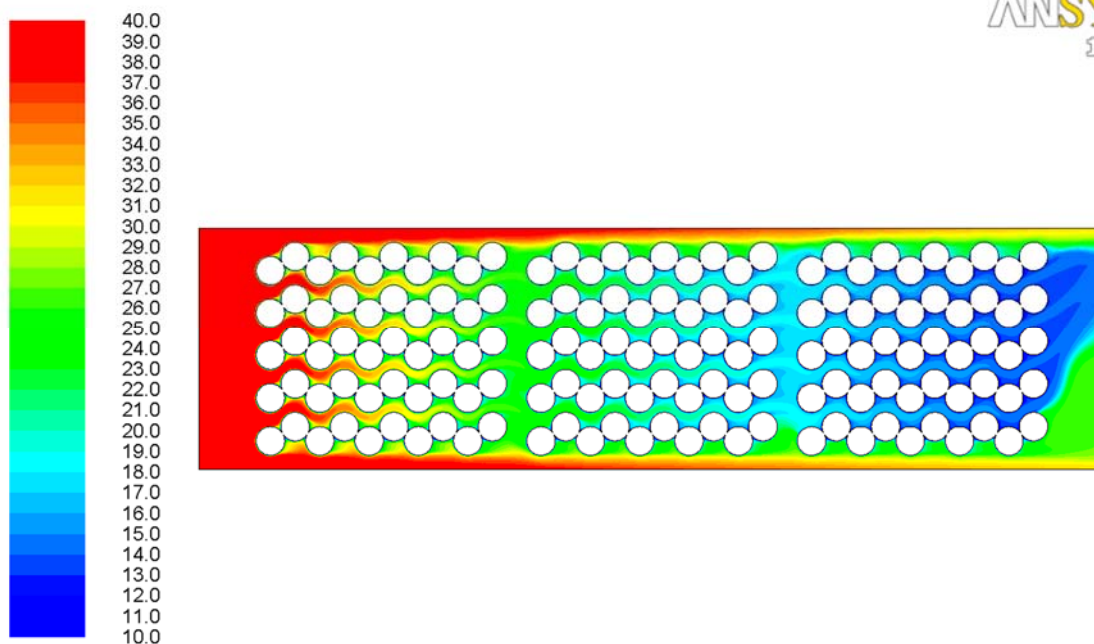


Рисунок 1 – Зміна температури в каналі, °C

На рис. 4 наведено графічну залежність кількості теплоти, яка передана від повітря до води, від масової витрати води. Таким чином, з отриманої залежності можна визначити сумарну теплоту, яка передається від гарячого теплоносія до холодного в залежності від масової витрати води.

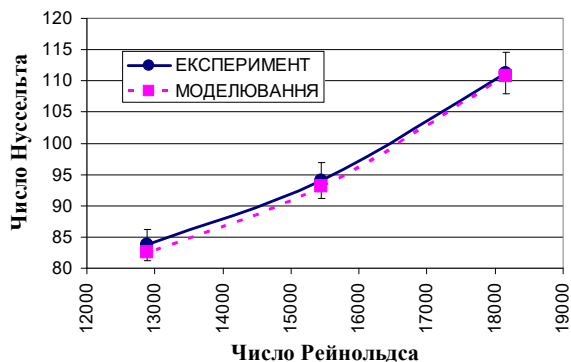


Рисунок 2 – Залежність числа Нуссельта від числа Рейнольдса для повітряного теплоносія

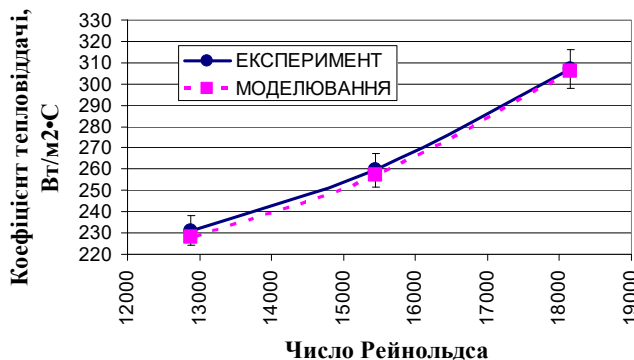


Рисунок 3 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі від числа Рейнольдса для повітряного теплоносія

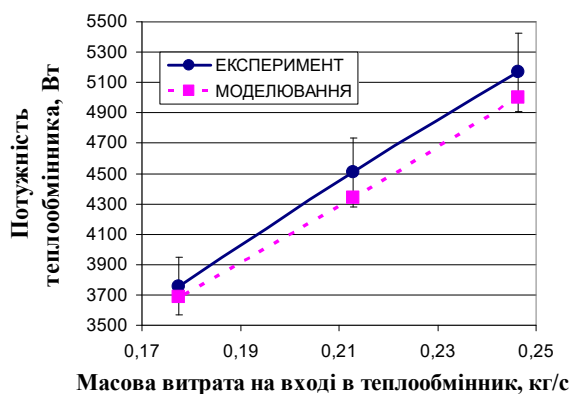


Рисунок 4 – Залежність кількості переданої теплоти від масової витрати води

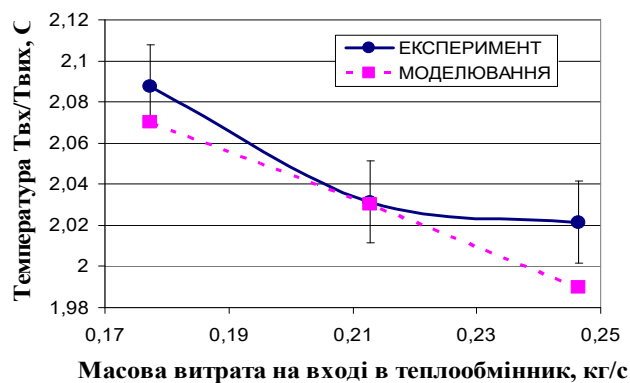


Рисунок 5 – Залежність безрозмірної температури повітря від масової витрати води

Графічна залежність значень температури виході з каналу, представленої у безрозмірному вигляді, від масової витрати повітря наведені на рис. 5. Крім експериментальних даних на рис. 2-5 наведені також результати, отримані при чисельному моделюванні. Як витікає з рис. 5, є деякі відхилення температур, отриманих експериментальним та чисельним шляхом, для великих значень витрати повітряного теплоносія, але при цьому максимальна похибка обчислень не перевищує 6 %.

Висновки

Проведено комп'ютерне математичне моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах теплообмінника при компактному розміщенні труб із використанням програмного комплексу ANSYS Fluent. Отримано поля швидкостей, температур, тисків у досліджуваних каналах.

Розроблено та виготовлено експериментальну установку для дослідження тепловіддачі гладко-трубних пучків теплообмінників-рекуператорів нової конструкції у яких в якості охолоджуючого теплоносія використовується вода з підземних свердловин. Отримано експериментальні дані по теплотехнічним характеристикам теплообмінника нової конструкції.

Проведено порівняння результатів чисельного розрахунку математичного моделювання та експериментальних даних по тепловіддачі трубного пучка за допомогою статистичного аналізу. Отримана похибка результатів чисельного моделювання не перевищує 6 %.

ЛІТЕРАТУРА

1. Троханяк В.І. Визначення коефіцієнта тепловіддачі при чисельному моделюванні трубного пучка / Троханяк В.І. – Мелітополь: ТДАТУ, 2015. – Вип. 15. – Т.2. – С. 332-337.
2. Влияние геометрии компактного поперечно обтекаемого гладко трубного пучка на его показатели / В. Г.Горобец, В. В. Панин, Ю. А. Богдан, В. И. Троханяк. // К.: КДАВТ. – 2015. – №1. – С. 6–13.
3. Горобець В.Г. / Моделювання процесів переносу та теплогідравлічна ефективність кожухотрубного теплообмінника з компактним розташуванням пучків труб / В.Г. Горобець, В.І. Троханяк. – Науковий вісник НУБіП України. – К.: ВЦ НУБіП України, 2014. – № 194, ч.2. – С. 147-155.
4. Горобець В. Г. Чисельне моделювання процесів переносу при поперечному обтіканні компактних пучків труб у кожухотрубних теплообмінниках / В. Г. Горобець, В. І. Троханяк. // К.: ВЦ НУБіП України. – 2015. – №209. ч.1. – С. 42–49.